



Transport
Canada

Transports
Canada

TP 8990

Ride Vibration Levels at the Driver-Seat Interface

Prepared for

Transportation Development Centre
Policy and Coordination Group
Transport Canada

by

Concave Research Centre
Department of Mechanical Engineering
Concordia University

June 1988

CA1
DTC 800
88
R38
c.2

Canada

CA1
DTC800-
88
R38

420792



41.D

mm

TP 8990

CA1
DTC800-
88
R38

420799



41.D

*CA1
DTC 800
88
R38
012*

Ride Vibration Levels at the Driver-Seat Interface

Library and Information Centre /
Centre de Documentation (GSLA)
RECEIVED RECU LE

AUG 3 1989

Transport Canada / Transports Canada

by

S. Sankar, A.K.W. Ahmed, S. Rakheja, R.B. Bhat

Concave Research Centre
Department of Mechanical Engineering
Concordia University
Montreal, Quebec

June 1988

420792

The contents of this report reflect the views of the authors and not necessarily the official views or opinions of the Transportation Development Centre of Transport Canada.

1. Transport Canada Publication No. TP 8990		2. Project No. 6330		3. Recipient's Catalogue No. —	
4. Title and Subtitle Ride Vibration Levels at the Driver-Seat Interface				5. Publication Date June 1988	
				6. Performing Organization Document No. Concave 07/87	
7. Author(s) S. Sankar, A.K.W. Ahmed, S. Rakheja, R.B. Bhat				8. Transport Canada File No. D-1465-449	
9. Performing Organization Name and Address Concave Research Centre Dept. of Mechanical Engineering Concordia University 1455 de Maisonneuve West Montreal, Quebec H3G 1M8				10. DSS File No. —	
				11. DSS or Transport Canada Contract No. 10 SD.T8200-4-4547	
12. Sponsoring Agency Name and Address Transportation Development Centre (TDC) 200 René Lévesque Blvd. West West Tower, Suite 601 Montreal, Quebec H2Z 1X4				13. Type of Publication and Period Covered —	
				14. Project Officer R.L. Sabounghi	
15. Supplementary Notes (Funding programs, titles of related publications, etc.) Summary of "Ride Vibration Levels at the Driver-Seat Interface", S. Sankar, A.K.W. Ahmed, S. Rakheja, R.B. Bhat, June 1987. TP 8881E					
16. Abstract The ride vibration levels at the driver-seat interface of a heavy vehicle are investigated. The candidate test configuration is a three-axle tractor and two-axle semitrailer. An in-plane eleven degrees-of-freedom model of the vehicle is developed using Lagrange's techniques. A simulation package, TRIDE, is developed to compute the ride vibration levels at the seat and the cab floor resulting from random road undulations. The computer model is validated using field measurements on a six-axle tractor semitrailer vehicle. The influence of various factors, such as primary and secondary suspensions, tires, cab and, vehicle geometry, on the bounce, longitudinal and pitch ride vibration levels at the seat is investigated. The severity of the ride vibration levels is assessed using the fatigue decreased proficiency guidelines proposed by ISO-2631. The vibration transmission performance of three types of suspension seats are investigated through computer simulation and laboratory testing. The seat types include: (a) scissors type linkage; (b) parallelogram linkage suspension; (c) parallelogram linkage suspension with a knee hinge. The influence of various suspension parameters is investigated and recommendations are made to improve the transmission performance of suspension seats.					
17. Key Words Seat Suspension, Heavy Vehicle Ride, Computer Assisted Ride Analysis, Dynamics, Driver Comfort			18. Distribution Statement Limited number of copies available from the Transportation Development Centre		
19. Security Classification (of this publication) Unclassified	20. Security Classification (of this page) Unclassified	21. Declassification (date)	22. No. of Pages v, 16	23. Price	

ACKNOWLEDGEMENTS

The authors gratefully acknowledge the support provided by Mr. L.R. Barker and Mr. Peter Roy of Canadian Liquid Air Ltd. for supplying the test vehicle and for useful discussions throughout the course of this project. The authors also wish to express their thanks to Seats Canada Inc. and National Seating for providing the suspension seats.

TABLE OF CONTENTS

1. INTRODUCTION	1
2. DEVELOPMENT OF RIDE DYNAMIC MODEL FOR THE ARTICULATED VEHICLE	2
3. MEASUREMENT OF VEHICLE VIBRATIONS AND VALIDATION OF SOFTWARE PACKAGE "TRIDE"	3
4. INFLUENCE OF VEHICLE DESIGN FACTORS ON VEHICLE RIDE	4
5. VIBRATION ISOLATION CHARACTERISTICS OF SEAT SUSPENSION SYSTEMS	6
6. CONCLUSIONS	8

LIST OF FIGURES

Figure 1: Map of the route used for field test	9
Figure 2: Schematic of a Viking T-bar bounce suspension seat (Bostrom) (seat "A")	10
Figure 3: Schematic of the National seat suspension with parallelogram linkage (seat "B")	11
Figure 4: Schematic of the Eldorado seat suspension with parallelogram linkage (seat "C")	12

LIST OF TABLES

Table 1: Identification of road sections where measurements were recorded	13
Table 2: Summary of acceleration levels at the seat	14
Table 3: Specifications of commercially available bounce seat suspensions	15
Table 4: Specifications of candidate seats	16

1. INTRODUCTION

With ever-increasing emphasis on driver/occupant comfort, highway freight vehicle ride, in terms of driver safety and comfort, has become a significant factor in design considerations of these vehicles. Driver comfort is strongly influenced by the ride vibration levels at the driver-seat interface, which is a function of the ride dynamics of the entire vehicle. The ride dynamics of the vehicle is a complex function of the dynamic characteristics of tires, vehicle suspension, vehicle structure, cargo, cab, and seat.

Tires of highway vehicles act as vertical vibration isolators, and provide support and guidance to the vehicle. Soft tires provide effective cushion in the vertical direction; however, increased flexibility in the lateral direction leads to poor vehicle handling and rapid tire wear. Suspension at the wheels considerably influences vehicle ride, handling and control. However, the various requirements on the primary suspension are often conflicting. Adequate vibration isolation requires extremely soft suspension, which reduces the rollover threshold and directional control of the vehicle.

Addition of an effective suspension system at the seat offers the simplest alternative for potential ride improvement of the highway freight vehicles. Seats in general are capable of maintaining adequate static position for driver weight in the range 50 - 110 kg.

Pneumatic springs, most commonly used in highway vehicle seat suspension, provide essential flexibility to adjust for natural frequency and driver's weight. The linkage system in a seat is designed to ensure parallel seat displacement nearly as vertical as possible along the suspension stroke. Suspension seats invariably include a shock absorber to provide adequate damping.

Modern suspension seats, whether designed for highway or off-highway vehicles, are extremely soft with natural frequency around 1 - 1.25 Hz. Optional horizontal isolators have been developed to attenuate longitudinal vehicle vibrations to an extent.

2. DEVELOPMENT OF RIDE DYNAMIC MODEL FOR THE ARTICULATED VEHICLE

A 5-axle tractor-semitrailer vehicle is selected as the baseline vehicle to carry out the investigations on vehicle ride environment, based on studies by the Road and Transportation Association of Canada (RTAC) and availability of the selected vehicle for field measurements. A ride dynamic model is developed, such that it can be conveniently modified to accommodate a number of variations in semitrailer configurations. An in-plane model with eleven degrees-of-freedom is developed, assuming engine and tractor chassis as one rigid body. The ride vibration levels at the driver-seat interface due to random road undulations are investigated through the use of this model.

The pneumatic tires are assumed to be linear spring and damper having point contact with the road surface. The tandem axles are modeled as tandem beam axle and the primary suspension is represented by a linear translational and torsional spring and damper. The axles constitute independent vibrating systems comprising unsprung mass suspended between tires and primary suspension. The front axle is modeled as an unsprung mass constrained to move in vertical direction, while each tandem axle is represented as a beam attached to two masses, with bounce and pitch degrees of freedom. The vehicle cab is modeled as a lumped mass supported on four corner rubber mounts. The rubber mounts are represented by linear spring and damping elements. The driver is modeled as a rigid mass and the seat suspension is represented by its effective spring and damping characteristics.

Assuming small perturbations relative to overall dimensions of the vehicle, a set of simultaneous, non-homogenous, second order differential equations of the vehicle model is formulated using Lagrange's energy method. A software package TRIDE is developed to determine ride response of the vehicle for given vehicle parameters and displacement spectral density of the road profile. The computer package comprises three modules. The initial module accepts user specified vehicle data and formulates various system matrices. The system matrices are reduced to an eigenvalue problem in the second module, EIGEN. The natural frequencies and natural modes of the vehicle model are then computed and listed in an output file, RESULT.LST. The final module (FRFCN) computes the ride response of the vehicle to the user specified road input. The random road input is stored in an input file, ROAD.DAT.

3. MEASUREMENT OF VEHICLE VIBRATIONS AND VALIDATION OF SOFTWARE PACKAGE "TRIDE"

A limited validation of the TRIDE package is carried out for a tractor-semitrailer vehicle provided by Canadian Liquid Air Ltd. The ride vibration response at the axles, cab floor, and driverseat interface is measured, while the vehicle was travelling on various highways between Boucherville, Quebec, and Cornwall, Ontario. The test highways are divided into 14 segments as shown in Figure 1 and Table 1, and corresponding vehicle vibration and speed were recorded on a multi-channel FM data recorder. The raw vibration data was analyzed to determine dominant frequencies, power spectral density (PSD) and root mean square (RMS) values of vehicle acceleration. During the test runs, measurements of acceleration levels at the axles, cab floor, and seat were recorded along with the vehicle speeds on each section of the road. The measurements at the axles included bounce of passenger and driver side of the front and rear tractor axles. The acceleration levels at the cab floor were measured for bounce response of passenger side, driver side and cab centre, as well as for longitudinal response of the cab floor. The seat responses were measured only at the driver seat in lateral, longitudinal and bounce modes, along with bounce response of cab floor under the driver seat. The ride response at the driver-seat interface of the vehicle is summarized in Table 2.

Simulation results obtained from the TRIDE package are compared to the ride vibration levels experienced on a smooth highway. A limited validation of the TRIDE package is obtained through comparison of dominant field measured ride frequencies and the vehicle resonant frequencies.

4. INFLUENCE OF VEHICLE DESIGN FACTORS ON VEHICLE RIDE

The articulated vehicle ride can be improved considerably by appropriately selecting suspension properties and vehicle geometry, while vehicle handling and stability are given careful consideration. The influence of various design factors on vehicle ride is summarized as follows:

- Softer seat suspension tends to lower the dominant frequency and bounce acceleration PSD. Adequate seat suspension damping can improve ride at the driver-seat interface considerably by suppressing the resonant peaks of bounce as well as longitudinal acceleration at the driver-seat.
- The ride performance is strongly influenced by the characteristics of cab mounts', cab geometry and location of the cab.
- Soft cab mounts at the rear tend to increase the driver ride levels corresponding to seat resonant frequency.
- Stiffening the rear cab mounts improves the ride levels at the driver seat; however, stiff rear mounts increase the pitch ride levels around 3.7 Hz, while soft rear mounts increase the pitch amplitude considerably at pitch resonant frequency (2 Hz) of the cab.
- The ride quality of the vehicle is strongly affected by the secondary (cab and seat) suspension characteristics. For an optimal ride performance, the secondary suspensions must be tuned appropriately.
- Adequate damping of cab mounts can provide the seat bounce ride levels well within the ISO-FDP (fatigue decreased proficiency) limits for four hours' exposure.
- Lightly damped front mounts lead to excessive pitch and longitudinal vibrations at the driver seat.
- The ride vibration levels are also strongly influenced by the location of the cab. A cab located nearer the fifth wheel yields poor bounce, pitch and longitudinal ride. Bounce and longitudinal ride levels are within ISO-FDP 4 hour limit, when the cab centre of gravity is well ahead of tractor centre of gravity.
- A soft suspension at the front axle reduces bounce, pitch and longitudinal vibration levels at the driver seat.
- Changes in front axle load due to variations in the fifth wheel location affect the vehicle ride quality considerably.
- Fifth wheel located at the tandem centre yields the best bounce ride at the driver seat.
- The longitudinal and pitch ride levels at the driver seat increase considerably, as the front axle load is increased.

- Increase in the tandem spread worsens the bounce ride, while pitch and longitudinal ride remain almost unaffected.
- Softer tandem axle suspension with increased damping improves bounce, pitch and longitudinal ride around low frequencies.
- An increase in fifth wheel load decreases the vehicle ride quality considerably.
- Increased static stiffness of worn tires influences the wheel hop considerably; however the vehicle ride quality does not change significantly.
- The pitch and longitudinal ride qualities deteriorate when vehicle speed increases.

5. VIBRATION ISOLATION CHARACTERISTICS OF SEAT SUSPENSION SYSTEMS

A driver seat, being a link between the driver and the controls, has a peculiar but prominent effect on highway vehicles. The addition of an effective seat suspension system offers the simplest means for potentially improving the ride quality of highway freight vehicles.

Seats, in general, are capable of maintaining adequate static position for drivers weighing between 50 and 110 kg. Seats are designed for a minimum vertical adjustment of ± 30 mm from the mid-position. However, in modern air suspension seats, vertical adjustment as high as ± 75 mm from the mid-ride position is available. Horizontal adjustment of the seat is approximately ± 75 mm from the mid-position. The dynamic comfort offered by the seat is a function of design, construction, kinematics, ease of suspension adjustment, and ride performance of the suspension system. Among these factors, the kinematics of the linkage system, its resilience and damping mechanism influence the vibration isolation characteristics of the seats.

The resilient means of the suspension seats invariably include steel, rubber, and air springs. Torsion bars offer a convenient design, but the constraints on overall seat dimensions restrict their use. Composite bars made of small wires and thin plates have been proposed. Rubber springs offer high strength and low displacement, requiring linkages with larger leverage ratio between the bump and the suspension. Better performance can be obtained by using rubber, specifically with the torsion bar system, if adequate damping could be provided by the material itself. However, insufficient internal damping of the rubber material poses the requirement of an auxiliary shock absorber.

Pneumatic springs are an excellent choice, since they permit a very flexible adjustment for natural frequency and operator weight. Round diaphragms, used in some pneumatic seat suspension designs, offer reliable resilient means. However, due to small displacement of the diaphragm, linkages having large leverage ratio are required. Constant volume air spring is not acceptable for seats, since it cannot achieve satisfactory characteristics of stroke and natural frequency in the 50 - 110 kg weight range. Various shapes of rolling springs have been successfully used in suspension seats. These springs provide satisfactory performance and durability.

The linkage system in a seat suspension is designed to ensure parallel seat displacement nearly as vertical as possible along the suspension stroke, somehow allowing for height adjustment. The limiting factor is usually available room. Linkage systems can be grouped in two categories: under-the-seat-linkage systems and behind-the-seat linkage systems. The oldest and simplest parallelogram linkage is still the most commonly used one. The parallelogram linkage can be fitted to any kind of construction of variable rate metal, rubber or air springs. Other designs include parallelogram linkage behind the seat, with sliding systems, or curved and straight arm roller systems.

Suspension seats invariably include a shock absorber to provide adequate damping. However, certain off-road vehicles have seats with a mechanism to engage the shock absorber only when a severe shock input is encountered.

The dynamic comfort offered by a suspension seat is determined by its ability to attenuate cab floor vibrations being transmitted to the driver. The attenuation or transmission characteristics of a seat are given by transmissibility ratio defined as:

$$\text{Transmissibility ratio} = \frac{\text{Acceleration at the driver-seat interface}}{\text{Acceleration at cab floor beneath the seat}}$$

Bounce suspension seats with natural frequencies of 1 to 3 Hz have been developed commercially. Specifications of various passive suspension seats are listed in Table 3. Modern suspension seats, whether designed for highway or off-highway vehicles, are extremely soft with natural frequency around 1.25 Hz. However, extremely soft seat designs cause excessive static as well as dynamic deflections. While former suspension designs provided vibration isolation only along the vertical direction, current highway seat designs also offer attenuation of horizontal vibrations to an extent.

Vibration isolation performance of three different types of seats are established in terms of its transmissibility ratio using computer and laboratory simulations. Specifications of the selected seats are listed in Table 4, and the schematics are presented in Figures 2 - 4. The force-displacement characteristics of suspension components, such as a spring, cushion, and shock absorber, are determined through static and dynamic component testing. A computer model of the seat suspension is developed, recognizing various suspension components and incorporating nonlinearities arising from hysteresis, linkage geometry, orifice damping, and travel limiting stops. A kinematic and dynamic model for the parallelogram suspension seat is developed. Such a computer model can provide an excellent aid to efficiently evaluate the influence of linkage geometry, on the ride quality.

The nonlinear equations of motion for the seat suspension model are solved using numerical integration techniques. Vibration transmission performance of the seat suspension is evaluated for harmonic excitations up to 8 Hz. The computer models are validated through laboratory testing of the seat suspension systems. The transmission performance of suspension seats is measured in the laboratory using an electro-hydraulic vibration exciter.

6. CONCLUSIONS

A ride dynamic model of a tractor-semitrailer vehicle is developed to determine the ride vibration levels at the driver-seat interface. A ride package, TRIDE, is developed to compute the response acceleration spectral densities at the driver seat in the bounce, pitch and longitudinal coordinates. The simulation package is validated using the field measured ride vibration levels and a comprehensive parametric study is carried out. This study establishes that ride quality is strongly dependent upon vehicle design factors. Thus a significant improvement in ride quality can be achieved through appropriate selection of these design factors. The following conclusions are drawn from this investigation:

- Ride quality of the vehicle can be improved considerably through appropriate tuning of secondary (seat and cab) suspensions.
- Soft seat suspension yields superior bounce ride at the driver-seat interface.
- Bounce ride at the driver seat can be achieved within ISO specified limits for 4 hours of exposure by introducing appropriate damping in the suspension.
- Adequate selection of cab mounts can improve the bounce, pitch and longitudinal ride quality at the driver seat. Leg pumping and driver foot vibrations can be reduced by appropriate suspension at the cab.
- A softer front axle suspension with adequate damping contributes to improved ride quality at the driver seat. Soft rear tandem-axle suspension also leads to improved ride quality. Mack Cammel Back and air suspensions offer improved ride due to low spring rate and high friction forces.
- The bounce ride at the driver seat deteriorates when the front axle load is increased. The vehicle offers best bounce ride when fifth wheel is located at the tandem centre. The longitudinal and pitch ride is also affected adversely by the increased front axle load.
- Horizontal location of centre of gravity of cargo affects the vehicle ride considerably. Increased fifth wheel load deteriorates the vehicle ride quality.
- Worn tires deteriorate the bounce ride slightly, while the pitch ride improves slightly.
- Increase in vehicle speed yields poor ride.
- Highway vehicle ride is considerably influenced by the road profile.

Selection of adequate secondary suspension, specifically seat suspension, is vital to attain improved ride quality of an articulated vehicle. Computer simulation and experimental testing revealed that a parallelogram linkage seat yields nearly vertical motion of the driver, however, the driver experiences severe leg pumping. The suspension seats with knee-hinge minimize leg pumping, while the excessive pitching of such seats yields significant back slap.

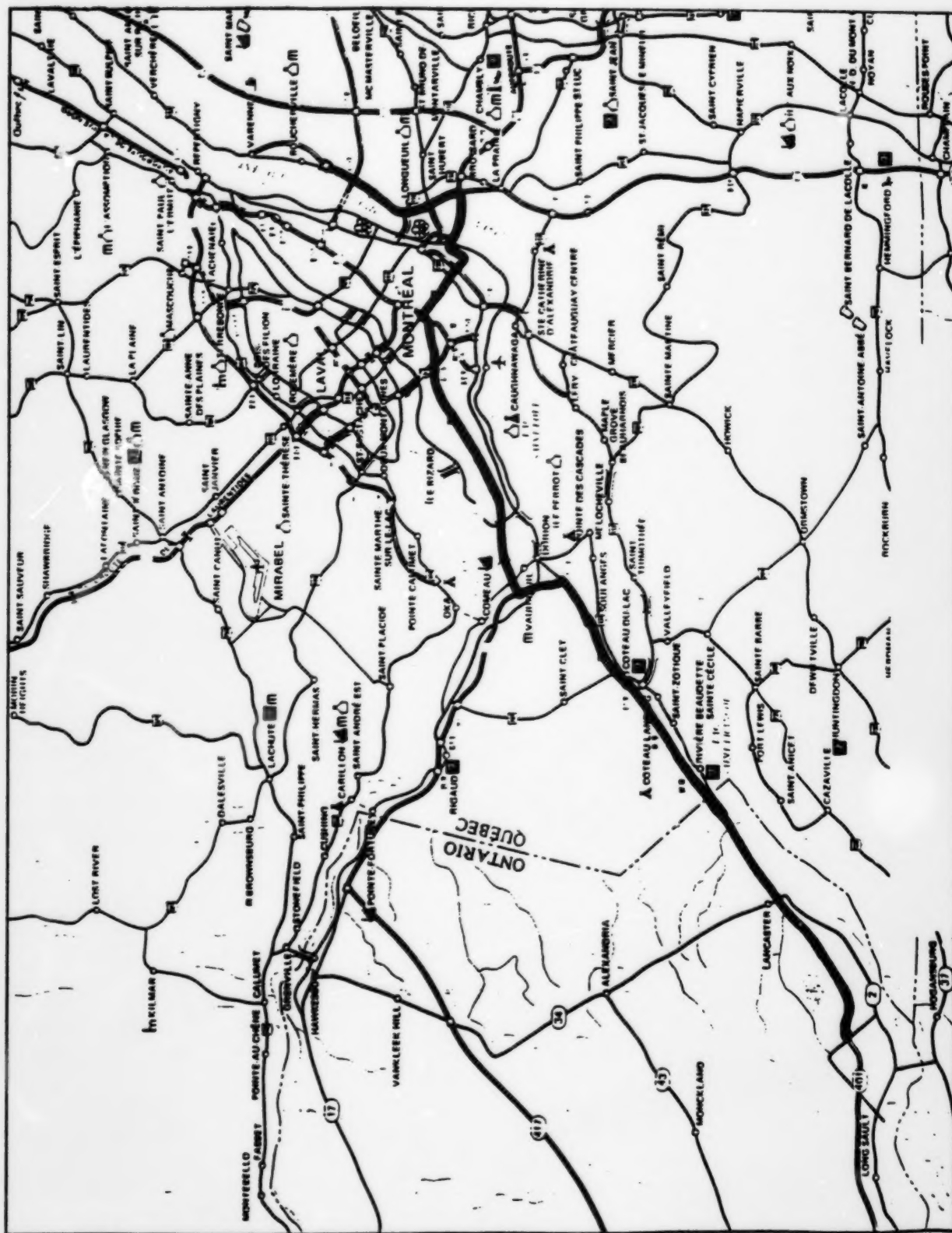


Figure 1: Map of the route used for field test

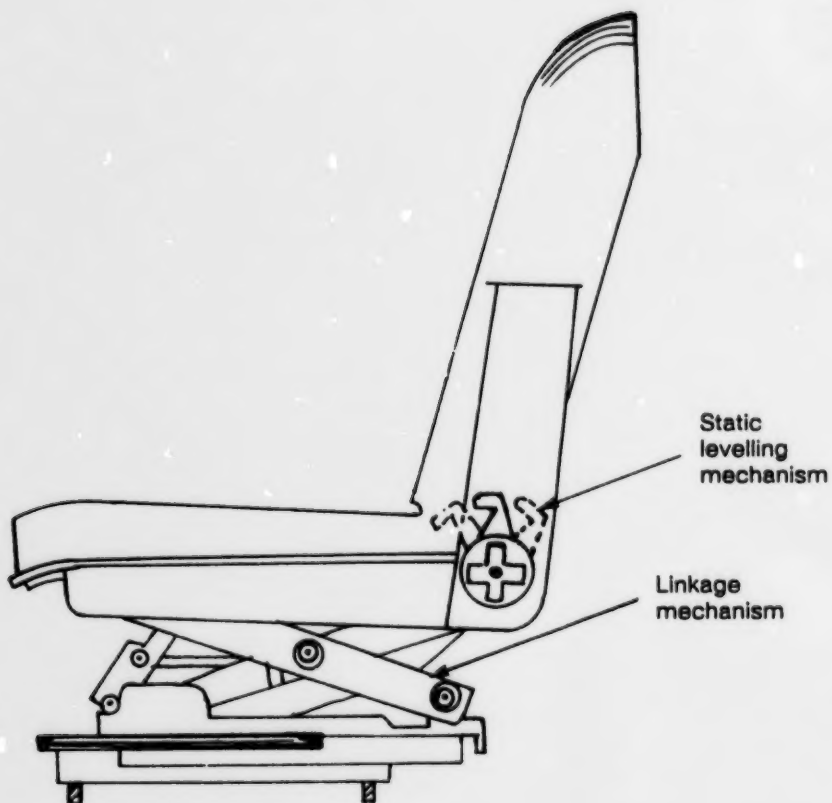


Figure 2: Schematic of a Viking T-bar bounce suspension seat (Bostrom) (seat "A")

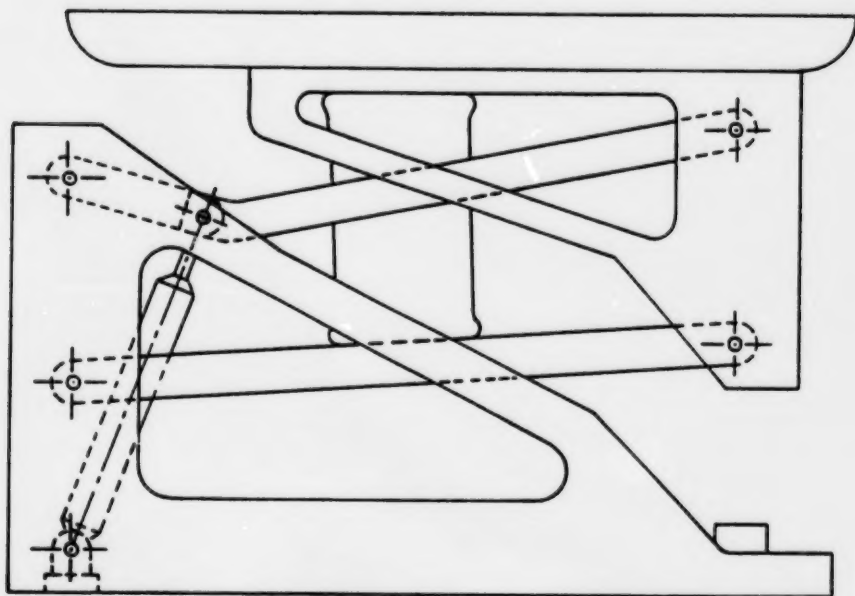


Figure 3: Schematic of the National seat suspension with parallelogram linkage (seat "B")

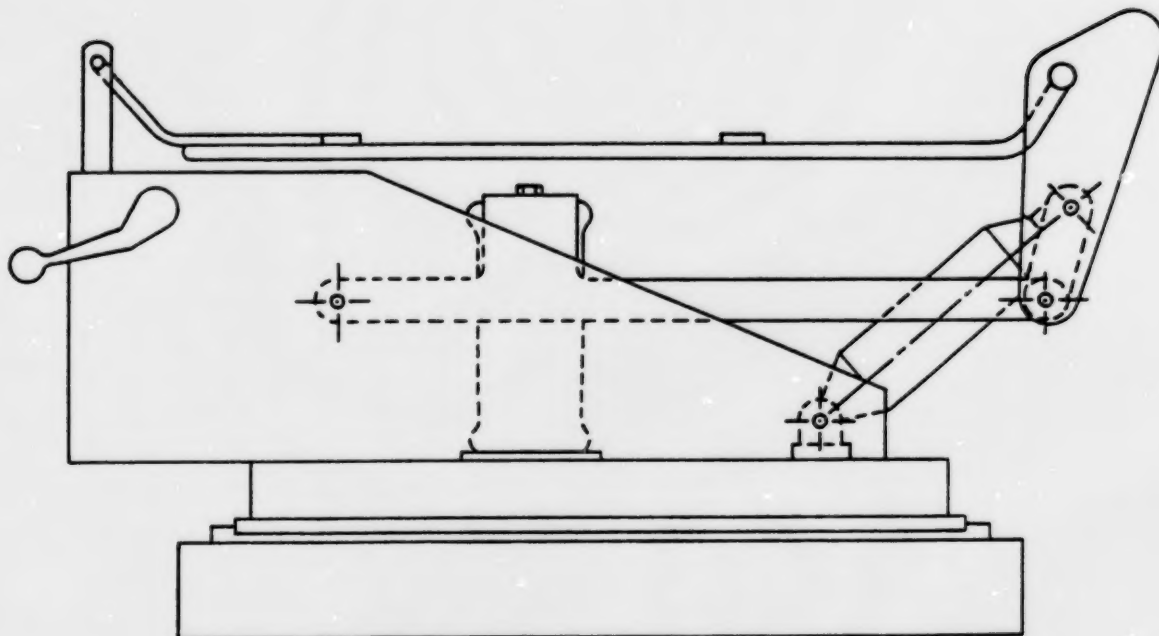


Figure 4: Schematic of the Eldorado seat suspension with parallelogram linkage (seat "C")

Table 1

**IDENTIFICATION OF ROAD SECTIONS WHERE
MEASUREMENTS WERE RECORDED
(Between Boucherville, Quebec, and Cornwall, Ontario)**

Road #	Road Section
1	Exit 118 to Exit 115 on Highway 20
2	Exit 110 to Exit 109 on Highway 20
3	Champlain Bridge
4	Exit Notre Dame to Lachine sign
5	Dorval sign to Vaudreuil sign
6	Exit 50 to Exit 44 on Highway 40
7	Bridge (Pont de l'Île aux Tourtes) on Highway 40
8	Exit 33 to Exit Dorion
9	Exit 26 to Exit 19
10	Exit 14 to Exit 9
11	Exit 6 to Toronto 460 sign on Highway 20
12	Ontario Border to Bainsville Road Bridge on 401
13	Inspection station to Fraser Road Bridge
14	Exit 804 to Exit Boundary Road

Table 2

SUMMARY OF ACCELERATION LEVELS AT THE SEAT

ROAD		QUEBEC						ONTARIO					
Response		Best			Worst			Best			Worst		
Measurement		Freq. Hz	PSD (m/s ²) ² Hz	RMS m/s ²	Freq. Hz	PSD (m/s ²) ² Hz	RMS m/s ²	Freq. Hz	PSD (m/s ²) ² Hz	RMS m/s ²	Freq. Hz	PSD (m/s ²) ² Hz	RMS m/s ²
Seat Lateral (main) (secondary)		3.6	0.20	0.16	3.6	1.3	0.40	8.6	0.33	0.20	8.6	0.39	0.22
		8.7	0.07	0.09	2.6	0.70	0.30	3.7 2.8	0.32 0.06	0.20 0.09	3.6 2.8	0.20 0.04	0.16 0.07
Road and (speed)		#5 (90 km/h)			#7 (90 km/h)			#14 (90 km/h)			#13 (90 km/h)		
Seat Longitudinal (main) (secondary)		10.4	0.18	0.15	11.8	0.41	0.23	8.6	0.23	0.17	8.6	0.38	0.22
		7.2 2.3	0.17 0.15	0.15 0.14	2.6 3.4	0.33 0.22	0.20 0.17	3.7 2.4	0.19 0.08	0.15 0.10	3.8 2.4	0.06 0.06	0.09 0.09
Road and (speed)		#3 (90 km/h)			#1 (90 km/h)			#13 (90 km/h)			#14 (90 km/h)		
Seat Bounce (main) (secondary)		2.7	13.9	1.32	2.7	37.10	2.15	2.8	14.8	1.36	2.7	27.1	1.84
		3.7 7.8	1.45 0.36	0.43 0.21	3.7	5.40	0.82	3.7	1.28	0.40	3.7	2.83	0.59
Road and (speed)		#5 (90 km/h)			#6 (90 km/h)			#14 (90 km/h)			#12 (90 km/h)		
Cab Floor Bounce (main) (secondary)		2.1	0.23	0.17	1.6	1.17	0.38	2.8	0.18	0.15	2.7	0.29	0.19
		8.6 3.7	0.22 0.15	0.17 0.14	2.0 3.6	1.06 0.88	0.36 0.29	2.2 3.8	0.16 0.13	0.14 0.13	3.7 8.6	0.24 0.23	0.17 0.17
Road and (speed)		#5 (90 km/h)			#6 (90 km/h)			#14 (90 km/h)			#12 (90 km/h)		

Table 3

SPECIFICATIONS OF COMMERCIALY AVAILABLE BOUNCE SEAT SUSPENSIONS

Manufacturer	Model	Construction	Natural Frequency	Pre-Load Mechanism	Suspension Travel	Application
Bostrom	Air-Viking	Cross linkage mechanism and inclined shock absorber	1.5 to 3 Hz	Push-pull valve with pneumatic cylinder	102 mm	Highway and off-highway vehicles
	Westcoaster	Kinematic linkage and selective shock absorber designed to engage automatically over a rough bump	1.5 to 3 Hz	Rubber torsion spring	95 mm	Highway vehicles
	Levelair II	Linkage, selective shock absorber and air spring	1.5 - 2 Hz	Pneumatic cylinder	75 mm	Highway vehicles
	Viking T-bar	Cross linkage and inclined shock absorber	1.5 - 2.5 Hz	Torsion spring	75 - 100 mm	Highway and off-highway vehicles
Anchorlok	Monarch	Diaphragm and shock tube. Requires continuous air supply	1.5 - 2 Hz	Manually controlled valve	60 - 100 mm	Highway vehicles
National Seating	Cush-n-air	Air spring and shock absorber	1 - 2 Hz	Air spring with manually controlled valve	156 mm	Highway vehicles
Industry Trimmers	Eldorado	Air spring and shock absorber	1.2 - 3 Hz	Air spring with manually controlled valve	120 mm	Highway vehicles

Table 4**SPECIFICATIONS OF CANDIDATE SEATS**

	Manufacturer	Linkage	Spring	Weight Adjustment	Stroke	Horizontal Isolation
Seat A "Bostrom"	Bostrom	Scissors	Torsion-bar	T-bar	100 mm	None
Seat B "National"	National Seating	Parallelo-gram	Air	Manual valve	150 mm	Yes
Seat C "Eldorado"	Seats Canada	Parallelo-gram	Air	Manual valve	150 mm	Yes



Transports
Canada

Transport
Canada

TP 8990

Niveaux de vibrations à l'interface conducteur-siège

Préparé pour

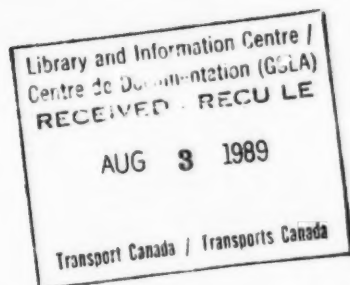
Centre de développement des transports
Groupe des politiques et de la coordination
Transports Canada

par

Concave Research Centre
Département de Génie mécanique
Université Concordia

Juin 1988

Canada



Niveaux de vibrations à l'interface conducteur-siège

par

S. Sankar, A.K.W. Ahmed, S. Rakheja, R.B. Bhat

**Concave Research Centre
Département de Génie mécanique
Université Concordia
Montréal (Québec)**

Juin 1988

470799

Les opinions et les vues exprimées dans ce rapport sont celles des auteurs et ne reflètent pas nécessairement celles du Centre de développement des transports, Transports Canada.

1. N° de la publication de Transports Canada TP 8990		2. N° de l'étude 6330		3. N° de catalogue du destinataire	
4. Titre et sous-titre Niveaux de vibrations à l'interface conducteur-siège				5. Date de la publication Juin 1988	
				6. N° du document de l'organisme exécutant Concave 07/87	
7. Auteur(s) S. Rakheja, S. Sankar, A.K.W. Ahmed, R.B. Bhat				8. N° de dossier — Transports Canada D-1465-449	
9. Nom et adresse de l'organisme exécutant Concave Research Centre Département de Génie mécanique Université Concordia 1455 ouest, de Maisonneuve Montréal (Québec) H3G 1M8				10. N° de dossier — ASC	
				11. N° de contrat — ASC ou Transports Canada 10SD.T8200-4-4547	
12. Nom et adresse de l'organisme parrain Centre de développement des transports (CDT) 200 ouest, boul. René-Lévesque Tour ouest, suite 601 Montréal (Québec) H2Z 1X4				13. Genre de publication et période visée Sommaire, 1984-1987	
				14. Agent de projet R.L. Sabounghi	
15. Remarques additionnelles (Programmes de financement, titres de publications connexes, etc.) Sommaire de "Ride Vibration Levels at the Driver-Seat Interface", S. Rakheja, S. Sankar, A.K.W. Ahmed, R.B. Bhat, juin 1987, TP 8881E					
16. Résumé Ce rapport traite des niveaux de vibrations à l'interface conducteur-siège d'un véhicule lourd. Le véhicule choisi pour la configuration du test est un tracteur trois essieux avec une remorque deux essieux. Un modèle en plan comportant onze degrés de liberté est développé d'après la méthode de Lagrange. Un logiciel de simulation, TRIDE, est élaboré pour calculer les niveaux de vibrations au siège et au plancher de la cabine causées par les ondulations irrégulières de la route. Le modèle à l'ordinateur est validé en utilisant des mesures faites sur le terrain avec un tracteur et une semi-remorque ayant ensemble six essieux. L'influence de divers facteurs (comme la suspension primaire et secondaire, les pneus, la cabine et la géométrie du véhicule) sur les niveaux de vibrations de rebond, longitudinales et de tangage au siège est analysée. La sévérité des niveaux de vibrations est évaluée en utilisant les lignes directrices de la capacité réduite par fatigue proposées dans ISO-2631. La performance de transmission des vibrations de trois types de sièges à suspension est étudiée par simulation à l'ordinateur et tests en laboratoire. Les types de sièges sont : (a) agencement de type ciseaux; (b) suspension à agencement en parallélogramme; (c) suspension à agencement en parallélogramme avec un pivot de type genou. L'influence de divers paramètres sur la suspension est étudiée et des recommandations sont faites afin d'améliorer la performance de transmission des sièges à suspension.					
17. Mots clés Suspension de sièges, conduite de véhicules lourds, analyse assistée par ordinateur de la conduite, dynamique, confort du conducteur			18. Diffusion Le Centre de développement des transports dispose d'un nombre limité d'exemplaires.		
19. Classification de sécurité (de cette publication) Non classifiée	20. Classification de sécurité (de cette page) Non classifiée	21. Déclassification (date)	22. Nombre de pages v, 16	23. Prix	

REMERCIEMENTS

Les auteurs tiennent à exprimer leur gratitude pour le soutien offert par Messieurs L.R. Baker et Peter Roy de Air Liquide du Canada Inc , qui ont fourni les véhicules d'essai et des conseils utiles pendant l'étude. Ils remercient également Seats Canada Inc. et National Seating pour les sièges soumis aux essais.

TABLE DES MATIÈRES

1. INTRODUCTION	1
2. ÉLABORATION D'UN MODÈLE DYNAMIQUE DE ROULEMENT D'UN VÉHICULE ARTICULÉ	2
3. MESURE DES VIBRATIONS DANS LE VÉHICULE ET VALIDATION DU LOGICIEL TRIDE	3
4. INFLUENCE DE LA CONCEPTION DU VÉHICULE SUR LA QUALITÉ DE ROULEMENT	4
5. CARACTÉRISTIQUES DE RÉDUCTION DES VIBRATIONS DES SIÈGES SUSPENDUS	6
6. CONCLUSIONS	8

LISTE DES FIGURES

Figure 1: Tracé du parcours d'essai	9
Figure 2: Schéma du siège suspendu A : Viking T-Bar de Bostrom	10
Figure 3: Schéma du siège suspendu B : siège à agencement en parallélogramme de National Seating	11
Figure 4: Schéma du siège suspendu C : siège à agencement en parallélogramme Eldorado	12

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1: Tronçons du parcours d'essai où les mesures ont été prises	13
Tableau 2: Accélération mesurée au siège	14
Tableau 3: Caractéristiques des sièges suspendus disponibles sur le marché	15
Tableau 4: Caractéristiques des sièges mis à l'essai	16

1. INTRODUCTION

En raison de l'importance croissante du confort et de la sécurité du conducteur et des passagers, la qualité de roulement des véhicules lourds devient un critère de conception essentiel. Le confort du conducteur dépend en grande partie du niveau de vibrations à l'interface siège-conducteur, laquelle est fonction de la dynamique de roulement du véhicule. On appelle dynamique de roulement un ensemble complexe de caractéristiques dynamiques des pneus, de la suspension du véhicule, de sa structure, de la caisse, de la cabine et du siège.

Les pneus de véhicules routiers réduisent les vibrations verticales, en plus de soutenir et de diriger le véhicule. Les pneus mous offrent un amortissement vertical suffisant, mais leur trop grande flexibilité latérale nuit à la direction et use rapidement la bande de roulement. La suspension aux roues a une influence considérable sur le roulement, la direction et la maîtrise du véhicule. Malheureusement, les différentes exigences relatives à la suspension primaire sont souvent contradictoires; pour bien éliminer les vibrations, il faudrait une suspension tellement souple qu'elle augmenterait le risque de renversement et nuirait à la maîtrise de la direction du véhicule.

La solution la plus simple pour améliorer le confort d'un véhicule lourd sans nuire à sa sécurité est de doter le siège d'une suspension indépendante. La plupart des sièges permettent à un conducteur pesant entre 50 et 110 kg de conserver une bonne position statique.

Les ressorts pneumatiques, les plus courants dans les sièges suspendus, s'adaptent aux fréquences de vibrations naturelles et au poids du conducteur. Le tringlage du siège est conçu pour assurer un déplacement parallèle aussi vertical que possible le long de la course de suspension. Les sièges suspendus comportent tous un amortisseur.

Les sièges suspendus modernes, qu'ils soient destinés aux camions de transport ou aux véhicules hors route, offrent une suspension très souple, pour des fréquences naturelles variant entre 1 et 1,25 Hz. Des amortisseurs horizontaux facultatifs ont été mis au point pour réduire, dans une certaine mesure, les vibrations longitudinales du véhicule.

2. ÉLABORATION D'UN MODÈLE DYNAMIQUE DE ROULEMENT D'UN VÉHICULE ARTICULÉ

Une semi-remorque à cinq essieux est choisie comme véhicule de base pour les recherches sur le milieu de roulement, d'après des études menées par l'Association des routes et transports du Canada (ARTC) et en raison de la disponibilité de ce type de véhicule pour les essais. Un modèle dynamique de roulement est élaboré, modifiable en fonction de différentes configurations de semi-remorques. Le modèle en plan comporte 11 degrés de liberté et suppose que le moteur et le châssis forment un ensemble solidaire. Grâce à ce modèle, il nous est permis d'étudier le niveau de vibrations à l'interface siège-conducteur, causées par les ondulations aléatoires de la route.

Dans le modèle, les pneus sont interprétés comme des amortisseurs linéaires à ressort ayant un point de contact avec la route; les essieux tandem, comme un essieu tandem rigide; la suspension primaire, comme un amortisseur à ressort agissant en ligne, en translation et en torsion. Les essieux sont considérés comme des ensembles vibratoires indépendants comprenant des masses non suspendues tendues entre les pneus et la suspension primaire : l'essieu avant, comme une masse non suspendue se mouvant uniquement à la verticale et chacun des essieux tandem, comme un essieu rigide tendu entre deux masses avec des degrés de liberté en rebond et en tangage. La cabine est traitée comme une masse brute reposant à ses quatre coins sur des supports de caoutchouc représentés dans le modèle comme des ressorts d'amortissement linéaire. Le conducteur lui-même est vu comme une masse rigide et la suspension de son siège, d'après ses caractéristiques d'amortisseur et de ressort.

En supposant que les perturbations sont petites au regard des dimensions du véhicule, une série d'équations différentielles du deuxième degré simultanées et hétérogènes est formulée pour le modèle, d'après la méthode de Lagrange. Le logiciel TRIDE est élaboré afin de déterminer les modifications du roulement en fonction de divers paramètres et de la densité spectrale de déplacement du profil de la route. Le logiciel comprend trois modules : le premier accepte des données sur le véhicule, fournies par l'utilisateur, et élabore des matrices. Ces dernières sont réduites à un problème de valeurs propres par le second module, appelé EIGEN. Les fréquences et les modes de vibrations naturels du véhicule sont ensuite calculés et envoyés dans un fichier de sortie, RESUL.LST. Le dernier module (FRFCN) calcule la réaction du roulement aux données relatives à la route introduites par l'utilisateur. Les données aléatoires relatives à la route sont emmagasinées dans un fichier d'entrée, ROAD.DAT.

3. MESURE DES VIBRATIONS DANS LE VÉHICULE ET VALIDATION DU LOGICIEL TRIDE

Une mise à l'épreuve limitée du logiciel TRIDE est réalisée par comparaison avec le roulement réel d'une semi-remorque fournie par Air Liquide du Canada. L'effet des vibrations sur les essieux, le plancher de la cabine et l'interface siège-conducteur est mesuré au cours de trajets sur diverses routes entre Boucherville (Québec) et Cornwall (Ontario). Le parcours est divisé en 14 tronçons (voir figure 1 et tableau 1) et les vitesses et niveaux de vibrations correspondants sont recueillis par une enregistreuse de données à canaux multiples MF. Les données brutes sont ensuite analysées pour déterminer les fréquences dominantes, la densité spectrale de puissance (DSP) et les valeurs efficaces pour l'accélération du véhicule. Pendant les essais sur route, les mesures des niveaux d'accélération aux essieux, au plancher de la cabine et au siège sont enregistrées concurremment avec les vitesses du véhicule pour chaque tronçon. Les mesures prises aux essieux avant et arrière du tracteur comprennent le rebond sur les côtés conducteur et passager. Les niveaux d'accélération au plancher de la cabine sont mesurés pour la réaction au rebond du côté passager, du côté conducteur et au milieu de la cabine ainsi que pour les vibrations longitudinales au plancher de la cabine. Les mesures prises au siège (conducteur seulement) sont celles des vibrations latérales et longitudinales et de rebond, en même temps que la transmission du rebond au plancher de la cabine, sous le siège du conducteur. La réaction aux vibrations en route à l'interface siège-conducteur est résumée au tableau 2.

Les résultats de simulations réalisées au moyen du logiciel TRIDE sont comparés aux niveaux de vibrations relevés sur une route plate. Une validation limitée du logiciel TRIDE est obtenue par comparaison des fréquences dominantes relevées sur route et des fréquences de résonance du véhicule.

4. INFLUENCE DE LA CONCEPTION DU VÉHICULE SUR LA QUALITÉ DE ROULEMENT

Le confort de roulement des véhicules articulés peut être considérablement amélioré par un choix judicieux des caractéristiques de suspension et de géométrie du véhicule, sans négliger la maîtrise et la stabilité. Divers facteurs relatifs à la conception du véhicule peuvent influencer le roulement :

- Une suspension de siège souple réduit les fréquences dominantes et la DSP du rebond. Un bon amortissement de la suspension du siège peut améliorer le confort du conducteur en supprimant les crêtes de résonance du rebond ainsi que l'accélération longitudinale à l'interface siège-conducteur.
- Le confort de roulement est fortement influencé par les caractéristiques des supports de la cabine, de sa géométrie et de son emplacement.
- Les supports mous à l'arrière de la cabine ont tendance à augmenter la fréquence de résonance au siège du conducteur.
- Des supports durs à l'arrière de la cabine améliorent le confort du conducteur, mais portent le niveau de tangage à près de 3,7 Hz, tandis que des supports mous augmentent considérablement l'amplitude de ce paramètre à la fréquence de résonance de tangage (2 Hz) dans la cabine.
- Le confort de roulement du véhicule est considérablement influencé par les caractéristiques de la suspension secondaire (siège et cabine). Pour un rendement optimal, la suspension secondaire doit être réglée correctement.
- Avec un bon amortissement des supports de cabine, on peut obtenir des niveaux de rebond bien en-deça des normes ISO (limite à la capacité réduite par fatigue) pour la durée-étalon de quatre heures.
- Des supports légèrement amortis à l'avant de la cabine entraînent un tangage et des vibrations longitudinales excessives au siège du conducteur.
- Les niveaux de vibrations sont également fortement influencés par l'emplacement de la cabine. Si elle est plus rapprochée de la sellette, le confort est nettement réduit par le rebond, le tangage et les vibrations longitudinales. En revanche, si le centre de gravité de la cabine est bien en avant de celui du tracteur, les niveaux de tangage et de vibrations longitudinales sont nettement sous les limites de capacité réduite par fatigue de l'ISO pour quatre heures.
- Une suspension souple à l'essieu avant réduit les niveaux de rebond, de tangage et de vibrations longitudinales au siège du conducteur.
- Des changements de charge sur l'essieu avant, causés par les variations d'emplacement de la sellette, peuvent grandement modifier le roulement du véhicule.
- Si la sellette est située au centre du tandem, on obtient une réduction idéale du rebond au siège du conducteur.
- En cas d'augmentation de la charge sur l'essieu avant, les niveaux de vibrations longitudinales et de tangage au siège du conducteur sont considérablement relevés.

- Si l'écartement des tandems augmente, le rebond devient plus important, sans toutefois que soient modifiés le tangage et les vibrations longitudinales.
- Une suspension souple à l'essieu tandem associée à un amortissement accru réduit les niveaux de rebond, de tangage et de vibrations longitudinales pour les basses fréquences.
- Une augmentation de charge sur la sellette diminue de beaucoup le confort de roulement.
- Une augmentation de raideur statique de pneus usés influence sensiblement le sautiller des roues, sans toutefois trop nuire à la qualité de roulement.
- Avec toute augmentation de la vitesse, le tangage et les vibrations longitudinales s'amplifient.

5. CARACTÉRISTIQUES DE RÉDUCTION DES VIBRATIONS DES SIÈGES SUSPENDUS

Le siège est un lien entre le conducteur et les commandes; son influence sur la conduite est ponctuelle, mais capitale. Une suspension adéquate du siège constitue donc le moyen le plus simple d'améliorer le confort des véhicules lourds.

Règle générale, les sièges peuvent maintenir en position statique correcte des conducteurs pesant entre 50 et 110 kg. La plupart sont conçus pour un réglage vertical minimal de ± 30 mm à partir de la position moyenne, tandis que les sièges suspendus pneumatiques offrent une plage de réglage de ± 75 mm. Leur réglage horizontal se situe également à ± 75 mm de la position moyenne. Le confort dynamique est fonction de la conception, de la construction, de la cinématique, de la facilité de réglage et du rendement sur route de la suspension du siège. Parmi ces facteurs, la cinématique du tringlage, son élasticité et son mécanisme d'amortissement déterminent la capacité de réduction des vibrations.

L'élasticité de la suspension est toujours déterminée par l'acier, le caoutchouc et les ressorts pneumatiques qui entrent dans la fabrication du siège. Les barres de torsion forment un concept intéressant, mais les dimensions réduites des sièges limitent leur utilisation. Des barres de matériaux composites faits de petits fils et de plaquettes minces sont proposées. Les ressorts de caoutchouc offrent une grande résistance et un faible déplacement, nécessitant du tringlage un grand rapport de levier entre le cahot et la suspension. Le meilleur rendement est obtenu avec du caoutchouc, surtout en association avec des barres de torsion, si l'amortissement peut être fourni par le matériau même. Toutefois, si l'amortissement interne du caoutchouc est insuffisant, un amortisseur auxiliaire devient nécessaire.

Les ressorts pneumatiques représentent un excellent choix, car ils offrent de grandes plages de réglage en fonction des fréquences naturelles et du poids du conducteur. Les diaphragmes circulaires, compris dans certaines suspensions de sièges pneumatiques, offrent une élasticité relativement fiable, mais leur faible déplacement rend nécessaires des tringlages à fort bras de levier. Les ressorts pneumatiques à volume constant sont déconseillés pour les sièges, puisque leur rendement est insatisfaisant pour les coups et les fréquences naturelles dans le cas de conducteurs de 50 à 110 kg. Diverses formes de ressorts enroulés ont prouvé leur efficacité dans les sièges suspendus : leur rendement et leur durabilité sont satisfaisants.

Le tringlage des sièges suspendus est conçu de manière à assurer un déplacement parallèle du siège aussi vertical que possible le long de la course de suspension et à permettre un réglage en hauteur (si l'espace en cabine le permet). Les tringlages sont de deux types, c'est-à-dire : pour installation sous le siège ou derrière le siège. Le plus vieux et le plus simple, le parallélogramme, est encore le plus courant; il s'adapte à tout type de construction avec ressorts à tension variable de métal, de caoutchouc ou pneumatiques. D'autres modèles comportent un tringlage en parallélogramme derrière le siège, avec glissement, ou roulement à barres courbes et droites.

Les sièges suspendus comportent tous des amortisseurs; cependant, certains, destinés aux véhicules hors route, ont un mécanisme réservant la réaction des amortisseurs aux chocs violents.

Le confort dynamique offert par les sièges suspendus dépend de leur aptitude à atténuer les vibrations au plancher de la cabine qui sont transmises au conducteur. Les caractéristiques

d'atténuation ou de transmission d'un siège sont exprimées par un rapport de transmissibilité, comme suit :

$$\text{Rapport de transmissibilité} = \frac{\text{Accélération à l'interface conducteur-siège}}{\text{Accélération au plancher sous le siège}}$$

Des sièges suspendus pour rebond à fréquences naturelles entre 1 et 3 Hz se retrouvent maintenant sur le marché. Les caractéristiques des sièges suspendus passifs sont indiquées au tableau 3. Les sièges suspendus modernes, qu'ils soient destinés aux véhicules routiers ou hors route, ont une suspension très souple, avec des fréquences naturelles oscillant autour de 1,25 Hz. Ces sièges suspendus extrêmement souples causent toutefois des déflexions statiques et dynamiques excessives. Alors que les anciens sièges suspendus n'amortissaient que les vibrations verticales, les sièges actuels atténuent également une part des vibrations horizontales.

La capacité de réduction des vibrations de trois types de sièges suspendus est mesurée (rapport de transmissibilité) aux moyens de simulation par ordinateur et en laboratoire. Les caractéristiques des sièges choisis sont indiquées au tableau 4, et leurs schémas sont présentés aux figures 2 et 4. Les caractéristiques de force et de déplacement des composants de suspension (ressorts pneumatiques, coussin, amortisseurs) sont évaluées par des essais statiques et dynamiques. Un modèle informatique du siège suspendu est créé, présentant divers composants de suspension et tenant compte des non-linéarités provenant de l'hystérésis, de la géométrie du tringlage, de l'amortissement par membrane et des butées de fin de course. Un modèle cinématique et dynamique est élaboré pour le siège suspendu à agencement en parallélogramme. Ce modèle informatique peut offrir une aide efficace pour l'évaluation de l'influence de la géométrie du tringlage sur le confort de roulement.

Les équations non linéaires du mouvement du modèle de siège suspendu sont calculées grâce à des techniques d'intégration numérique. La transmission des vibrations par les sièges suspendus est évaluée en fonction d'excitations harmoniques allant jusqu'à 8 Hz. Les modèles informatiques sont validés par les essais en laboratoire des sièges suspendus. La transmissibilité de chaque siège est mesurée en laboratoire au moyen d'un excitateur de vibrations électro-hydraulique.

6. CONCLUSIONS

Un modèle dynamique de roulement d'une semi-remorque est élaboré pour évaluer les niveaux de vibrations à l'interface siège-conducteur. Le logiciel TRIDE est conçu en vue de mesurer les densités spectrales d'accélération au siège du conducteur pour des coordonnées de rebond, de tangage et de vibrations longitudinales. Le logiciel de simulation est validé par la mesure en route de niveaux de vibrations et une étude paramétrique complète est effectuée. Cette dernière prouve que la qualité de roulement repose en grande partie sur la conception du véhicule; ainsi, un choix judicieux des caractéristiques du véhicule peut améliorer considérablement son confort de roulement. Les conclusions suivantes en découlent :

- Le confort de roulement peut être considérablement amélioré par un réglage adéquat de la suspension secondaire (siège et cabine).
- Une suspension de siège souple offre une meilleure réaction au rebond à l'interface siège-conducteur.
- Les normes ISO relatives au rebond au siège pour une période de quatre heures peuvent être atteintes grâce à un amortissement approprié de la suspension.
- Des supports de cabine bien choisis peuvent améliorer le confort du siège malgré le rebond, le tangage et les vibrations longitudinales. Une suspension appropriée de la cabine peut réduire les flexions de genoux et les vibrations aux pieds du conducteur.
- Une suspension plus souple à l'essieu avant, alliée à un amortissement approprié, contribue à l'amélioration du confort au siège du conducteur. Une suspension souple à l'essieu tandem donne le même effet. Les Mack Camel Back et les suspensions pneumatiques améliorent aussi le roulement en raison d'une basse tension de ressort et d'une friction élevée.
- Le confort du siège du conducteur en cas de rebond est réduit par une augmentation de charge sur l'essieu avant. La meilleure réaction au rebond du véhicule est obtenue quand la sellette est située au-dessus du centre du tandem. Une charge à l'essieu avant accroît également les vibrations longitudinales et le tangage.
- L'emplacement horizontal du centre de gravité de la caisse influence considérablement le roulement. Ainsi, une augmentation de charge sur la sellette nuit au confort.
- Des pneus usés peuvent également nuire légèrement à la qualité de roulement, mais réduisent un peu le tangage.
- Plus la vitesse augmente, moins la qualité de roulement est bonne.
- Le profil de la route joue un rôle important dans le confort de roulement.

Le choix d'une suspension secondaire, surtout au siège, est capitale pour l'amélioration du confort de roulement d'un véhicule articulé. Les simulations sur ordinateur et les essais sur route montrent que : 1) les sièges suspendus à agencement en parallélogramme diminuent considérablement le mouvement vertical ressenti par le conducteur qui subit cependant des flexions de genoux assez importantes; 2) les sièges suspendus à pivot de type genou réduisent ces flexions, mais peuvent causer des maux de dos en raison du tangage excessif.

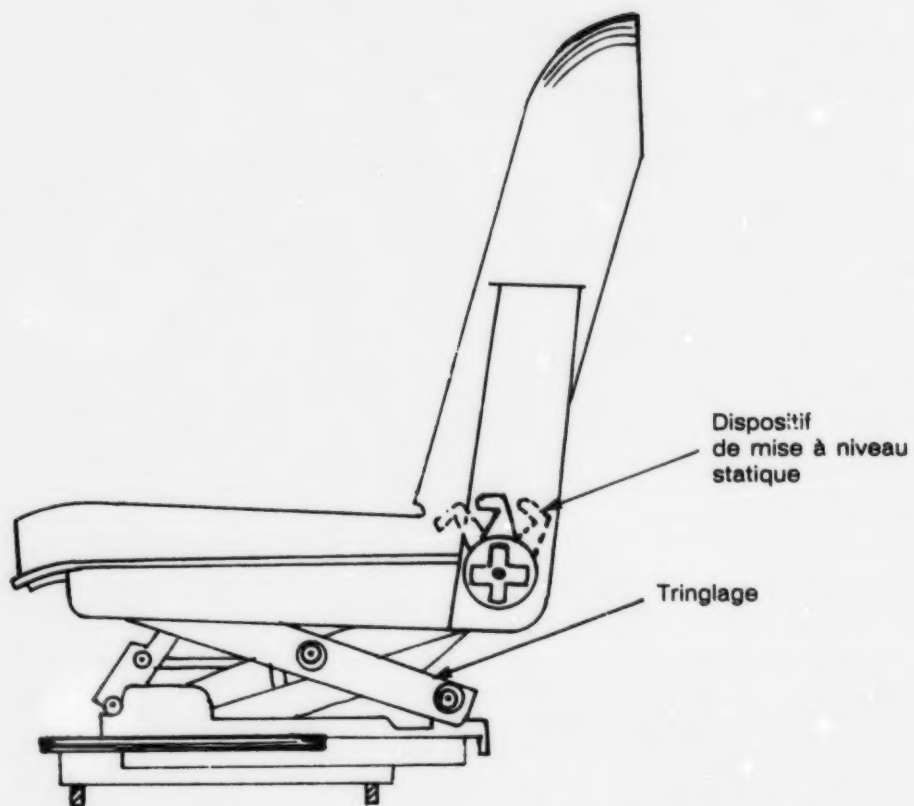


Figure 2: Schéma du siège suspendu A : Viking T-Bar de Bostrom

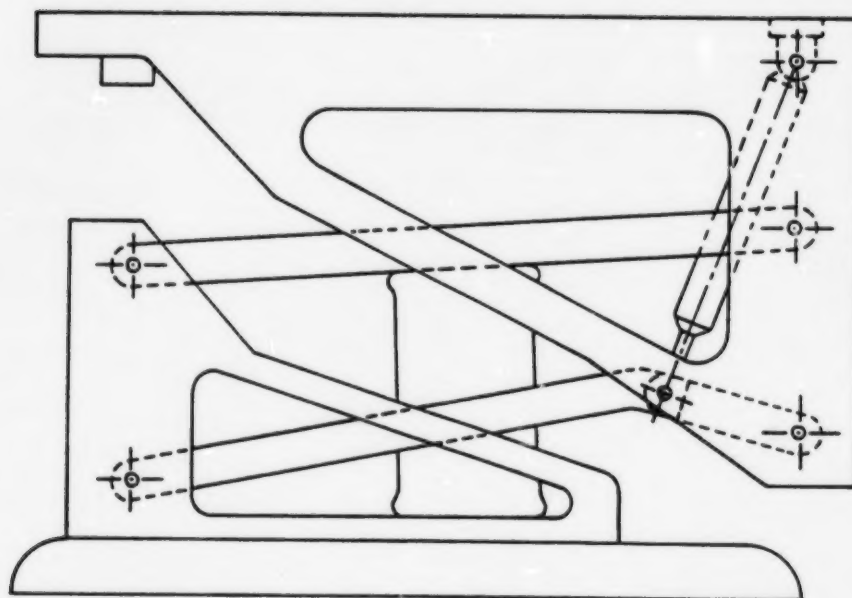


Figure 3: Schéma du siège suspendu B : siège à agencement en parallélogramme de National Seating

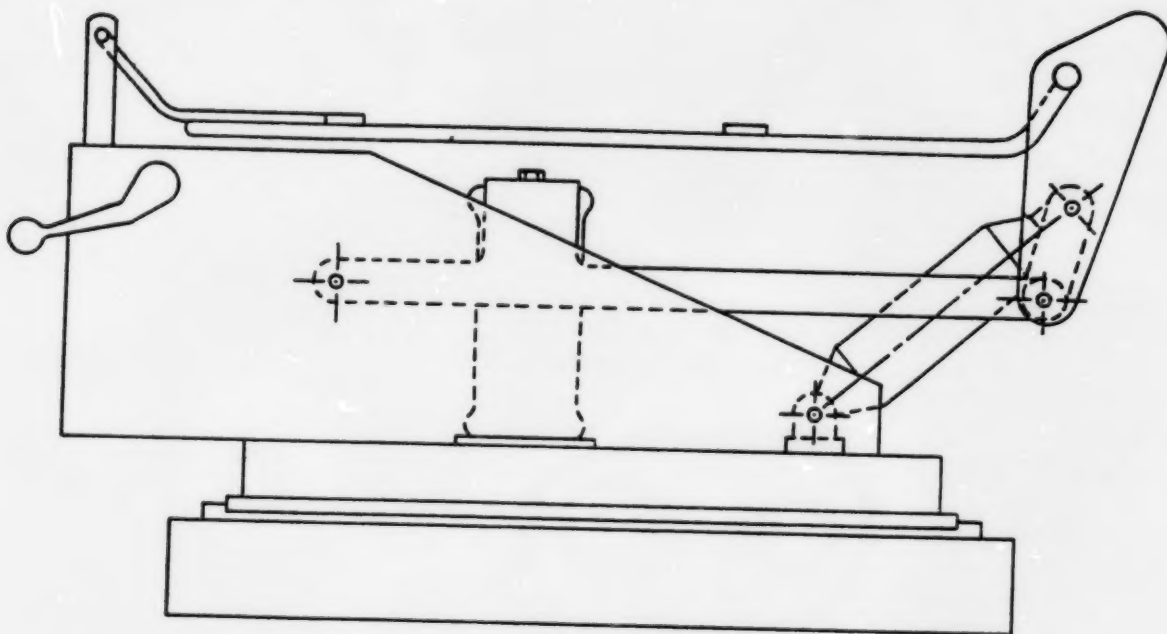


Figure 4: Schéma du siège suspendu C : siège à agencement en parallélogramme Eldorado

Tableau 1

**TRONÇONS DU PARCOURS D'ESSAI OÙ LES MESURES ONT ÉTÉ PRISES
(entre Boucherville au Québec et Cornwall en Ontario)**

Tronçon	Description
1	Entre sorties 118 et 115 sur l'autoroute 20
2	Entre sorties 110 et 109 sur l'autoroute 20
3	Pont Champlain
4	Entre sortie Notre Dame et panneau Lachine
5	Entre panneaux Dorval et Vaudreuil
6	Entre sorties 50 et 44 sur l'autoroute 40
7	Pont de l'île aux Tourtes sur l'autoroute 40
8	Entre sorties 33 et Dorion
9	Entre sorties 26 et 19
10	Entre sorties 14 et 9
11	Entre sortie 6 et panneau Toronto 460 sur l'autoroute 20
12	Entre frontière et pont de la route Bainsville sur la route 401
13	Entre poste d'inspection et pont de la route Fraser
14	Entre sorties 804 et Boundary Road

Tableau 2

ACCÉLÉRATION MESURÉE AU SIÈGE

ROUTE	QUÉBEC						ONTARIO					
Réaction	Meilleure			Pire			Meilleure			Pire		
Mesures des vibrations	Fréq. Hz	DSP (m/s ²) ² Hz	ACC. m/s ²	Fréq. Hz	DSP (m/s ²) ² Hz	ACC. m/s ²	Fréq. Hz	DSP (m/s ²) ² Hz	ACC. m/s ²	Fréq. Hz	DSP (m/s ²) ² Hz	ACC. m/s ²
Latérales (siège) (princ.) (secondaire)	3,6	0,20	0,16	3,6	1,3	0,40	8,6	0,33	0,20	8,6	0,39	0,22
	8,7	0,07	0,09	2,6	0,70	0,30	3,7 2,8	0,32 0,06	0,20 0,09	3,6 2,8	0,20 0,04	0,16 0,07
Tronçon et (vitesse)	#5 (90 km/h)			#7 (90 km/h)			#14 (90 km/h)			#13 (90 km/h)		
Longitudinales (siège) (princ.) (secondaire)	10,4	0,18	0,15	11,8	0,41	0,23	8,6	0,23	0,17	8,6	0,38	0,22
	7,2 2,3	0,17 0,15	0,15 0,14	2,6 3,4	0,33 0,22	0,20 0,17	3,7 2,4	0,19 0,08	0,15 0,10	3,8 2,4	0,06 0,06	0,09 0,09
Tronçon et (vitesse)	#3 (90 km/h)			#1 (90 km/h)			#13 (90 km/h)			#14 (90 km/h)		
Rebonds (siège) (princ.) (secondaire)	2,7	13,9	1,32	2,7	37,10	2,15	2,8	14,8	1,36	2,7	27,1	1,84
	3,7 7,8	1,45 0,36	0,43 0,21	3,7	5,40	0,82	3,7	1,28	0,40	3,7	2,83	0,59
Tronçon et (vitesse)	#5 (90 km/h)			#6 (90 km/h)			#14 (90 km/h)			#12 (90 km/h)		
Rebonds (plancher) (princ.) (secondaire)	2,1	0,23	0,17	1,6	1,17	0,38	2,8	0,18	0,15	2,7	0,29	0,19
	8,6 3,7	0,22 0,15	0,17 0,14	2,0 3,6	1,06 0,88	0,36 0,29	2,2 3,8	0,16 0,13	0,14 0,13	3,7 8,6	0,24 0,23	0,17 0,17
Tronçon et (vitesse)	#5 (90 km/h)			#6 (90 km/h)			#14 (90 km/h)			#12 (90 km/h)		

Tableau 3

CARACTÉRISTIQUES DES SIÈGES SUSPENDUS DISPONIBLES SUR LE MARCHÉ

Fabricant	Modèle	Construction	Fréquence naturelle	Mécanisme pré-charge	Déplacement suspension	Application
Bostrom	Air-Viking	Tringlage croisé et amortisseur incliné	1,5 - 3 Hz	Tirette de réglage et vérin pneumatique	102 mm	Véhicules routiers et hors route
	Westcoaster	Tringlage cinématique, amortisseur sélectif (pour gros cahots seulement)	1,5 - 3 Hz	Ressort de torsion de caoutchouc	95 mm	Véhicules routiers
	Levelair II	Tringlage, amortisseur sélectif et ressort pneumatique	1,5 - 2 Hz	Vérin pneumatique	75 mm	Véhicules routiers
	Viking T-bar	Tringlage croisé et amortisseur incliné	1,5 - 2,5 Hz	Ressort de torsion	75 - 100 mm	Véhicules routiers et hors route
Anchorlok	Monarch	Diaphragme et amortisseur en tube (alimentation en air constante)	1,5 - 2 Hz	Robinet manuel	60 - 100 mm	Véhicules routiers
National Seating	Cush-n-air	Amortisseur et ressort pneumatiques	1 - 2 Hz	Ressort pneumatique à robinet manuel	156 mm	Véhicules routiers
Industry Trimmers	Eldorado	Amortisseur et ressort pneumatiques	1,2 - 3 Hz	Ressort pneumatique à robinet manuel	120 mm	Véhicules routiers

Tableau 4**CARACTÉRISTIQUES DES SIÈGES MIS À L'ESSAI**

	Fabricant	Tringlage	Ressort	Réglage (poids)	Course	Amortissement horizontal
Siège A "Bostrom"	Bostrom	Ciseaux	Barre de torsion	Barre en T	100 mm	Aucun
Siège B "National"	National Seating	Parallélo- gramme	Pneuma- tique	Robinet manuel	150 mm	Oui
Siège C "Eldorado"	Seats Canada	Parallélo- gramme	Pneuma- tique	Robinet manuel	150 mm	Oui